

УДК 621. 577

doi:10.20998/2413-4295.2019.05.08

## СИСТЕМА МОНІТОРИНГУ ТА ДІАГНОСТИКИ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

**В. О. ТАРАСОВА\*, М. О. КУЗНЕЦОВ, Д. Х. ХАРЛАМПІДІ**

*Відділ моделювання та ідентифікації теплових процесів, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, м. Харків, УКРАЇНА*

*\*e-mail: Tarasova@nas.gov.ua*

**АНОТАЦІЯ** Створення діагностичних засобів для моніторингу сучасних систем тепло- та холодопостачання будівель є наразі дуже актуальною задачею, рішення якої дозволить істотно знизити енергоспоживання і забезпечити необхідний температурний режим в приміщенні в цілому або в локальних місцях великої споруди, де необхідна організація зонального обігріву або охолодження. В даний час з підвищенням ціни на енергоносії все більше впроваджуються сучасні енергозберігаючі системи термотрансформації для комплексного тепло- та холодопостачання. Розроблення системи ефективного моніторингу дозволить усунути безліч проблем, які пов'язані з впливом експлуатаційних факторів, ще до моменту їх критичного накопичення, що в подальшому дозволить забезпечити помітний ефект енергозбереження. Метою роботи є створення методики обробки даних моніторингу систем тепло- та холодопостачання на базі парокомпресорних теплових насосів і чилерів із залученням сучасних методів прикладної термодинаміки для діагностування їх енергетичної ефективності. Методика дозволяє в режимі «on-line» здійснювати термодинамічне тестування роботи установки за обмеженою кількістю параметрів, що замірюються, в тому числі в режимі роботи парокомпресорних теплових насосів і чилерів з частковим навантаженням. Розроблено інструментарій визначення реальних ексергетичних втрат в елементах парокомпресорних чилерів і теплових насосів без залучення баз даних теплофізичних властивостей холодоагентів, тобто переважно за допомогою тих параметрів, що реєструються контрольно-вимірювальними приладами (температура, потужність приводу компресора). Запропоновано графоаналітичний спосіб визначення температур випаровування і конденсації в циклі парокомпресорних чилерів і теплових насосів. Виконано аналіз даних моніторингу діючої теплонасосної системи тепло- та холодопостачання адміністративної будівлі, за результатами якого визначено аномалії в роботі випарника цієї установки.

**Ключові слова:** моніторинг; незворотність; ексергія; ентропійно-статистичний аналіз; дилер; тепловий насос

## HEAT PUMP ENERGY EFFICIENCY MONITORING AND DIAGNOSTIC SYSTEM

**V. TARASOVA, M. KUZNETSOV, D. KHARLAMPIDI**

*Department of Modeling and Identification of Thermal Processes, A. Pidgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of NAS of Ukraine, Kharkiv, UKRAINE*

**ABSTRACT** The creation of diagnostic tools for monitoring of modern heat and cooling systems for buildings is now a highly topical task, the solution of which will significantly reduce the energy consumption and provide the necessary temperature conditions in the room as a whole or in local areas of a large construction, where the organization of zonal heating or cooling is necessary. Currently, with the increase in the price of energy, the modern energy-saving thermal transformation systems for integrated heat and cold supply are increasingly being introduced. Development of an effective monitoring system will eliminate many problems associated with the impact of operational factors, even before their critical accumulation, and in the future will provide a noticeable effect of energy saving. The aim of the work is to create a method for processing monitoring data of heat and cold supply systems based on steam-compressor heat pumps and chillers, using the modern methods of applied thermodynamics to diagnose their energy efficiency. The method allows the real-time thermodynamic testing of the unit's operation using a limited number of measured parameters, including the partial load mode of steam-compressor heat pumps and chillers. The method was developed to determine the actual exergy losses in the elements of the steam-compressor chillers and heat pumps using parameters recorded by measuring devices (temperature, drive power of the compressor) without using databases on the thermophysical properties of refrigerants, that is. A grapho-analytical method for determining the evaporation and condensation temperatures in a cycle of steam-compressor chillers and heat pumps is proposed. The analysis of monitoring data during the operating heat pump of the existing administrative building heat and cold supply system was carried out, the results of which revealed anomalies in the operation of the evaporator of this installation.

**Keywords:** monitoring; irreversibility; exergy; entropy-statistical analysis; chiller; heat pump.

### Вступ

Підприємства з виробництва та зберігання харчової продукції, а також більшість об'єктів

житлово-комунального сектору є найбільшими споживачами енергоресурсів. Ситуація, яка склалася наразі в Україні, є наслідком того, що інженерні системи цих підприємств, які включають холодильне,

вентиляційне, теплообмінне, насосно-компресорне і цілий ряд іншого обладнання, проектувалися понад 20 років тому, коли ціни на енергоносії були відносно низькими, тому на більшості підприємств не приділялося належної уваги питанням розробки енергоефективних схем рекуперації теплової енергії або впровадженню ефективних систем на базі термотрансформаторів. Наразі з підвищенням ціни на енергоносії ситуація кардинально змінилася, а саме при будівництві нових житлових комплексів і торгово-розважальних центрів все більш впроваджуються сучасні енергозберігаючі системи термотрансформації для виконання функцій комплексного тепло- та холодопостачання. Між цим, впровадження цих систем, незважаючи на їх привабливість з точки зору майбутнього енергозаощадження та загальної екологічної безпеки, гальмується не тільки за рахунок їх достатньо великої капітальної вартості, але також у зв'язку з непрофесійним підходом до їх проектування та подальшої експлуатації. Це призводить до збільшення терміну їх окупності та в деяких випадках, взагалі, до відмови споживачів від таких систем.

Взагалі енергоємність одиниці виробленої теплоти або холоду протягом всього терміну експлуатації систем тепло- та холодопостачання на базі сучасних чилерів та теплових насосів фактично не контролюється. Після монтажу системи на об'єкті питання контролю її параметрів, як правило, стає вже обов'язком споживача, а не виробника обладнання. Між цим, за нашим глибоким переконанням, контроль витрати енергії в системах термотрансформації повинен бути такою ж обов'язковою процедурою, як і контроль витрати палива в автомобілі, якщо використовувати подібну аналогію.

Слід зазначити, що в останні роки ситуація щодо впровадження систем моніторингу почала змінюватися і деякі підприємства самі встановлюють ці системи на об'єктах з теплонасосним обладнанням [1–3]. Однак моніторинг теплового насоса або чилера на цих об'єктах в багатьох випадках обмежується тільки спостереженням за роботою установки з «on-line» реєстрацію незначної кількості параметрів, що заміряються, створенням їх архіву, а також побудовою багатьох незрозумілих графіків, що мають лише ілюстративний характер, та за допомогою яких можна лише здійснити управління установкою у так званому «ручному» режимі. Крім того, відсутність аналізу та узагальнення результатів такого моніторингу взагалі унеможливує створення більш досконалих перспективних проектів систем тепло- та холодопостачання будівель торговельного, адміністративного призначення, об'єктів харчової промисловості та житлово-комунального сектору. Таким чином, можна стверджувати, що наразі існує запит у проведенні заходів, що спрямовані на визначення енергоощадних режимів експлуатації

термотрансформаторів, які працюють у складі сучасних систем забезпечення мікроклімату. А саме, створення методики моніторингу та діагностики енергетичної ефективності таких систем, яка здатна виявляти похибки у проектуванні обладнання та дозволяла скорегувати режими роботи цих систем під час їх експлуатації.

При цьому слід зазначити, що завдання створення системи моніторингу на об'єкті, де встановлене дороге сучасне теплонасосне обладнання, ускладнюється ще одним фактором – це гарантійне обслуговування установки. Власники торговельних об'єктів, які оснащені сучасними імпортними кліматичними системами, перш за все побоюючись за порушення вимог гарантійного обслуговування, не допускають втручання у контур циркуляції холодоагенту з метою здійснення замірів температур та тиску у характерних точках циклу. Замірюються лише режимні параметри зовнішнього контуру, вологість зовнішнього повітря, енергія, що витрачається на привід компресора, вентилятора та насоса. Між цим без наявності інформації відносно параметрів циклу холодоагенту неможливо якісно провести діагностику ефективності установки з визначенням ексергетичних втрат у кожному елементі [4,5].

На нашу думку, тільки аналіз термодинамічної досконалості сучасних систем забезпечення мікроклімату дозволить судити про дійсну енергоємність вироблених теплоти і холоду та свідчити взагалі про якість системи. У такій постановці завдання моніторингу систем тепло- та холодопостачання нам уявляються набагато ширше. Це не просто спостереження за параметрами роботи установки та реєстрація споживаної енергії, але також аналіз і діагностика термодинамічної ефективності всієї системи.

### Мета роботи

Створення діагностичних засобів для моніторингу сучасних систем тепло- та холодопостачання будівель та споруд є наразі досить актуальною задачею, вирішення якої дозволить суттєво знизити енергоспоживання та забезпечити необхідний температурний режим у приміщенні в цілому або у локальних місцях великої споруди (наприклад, торгової зали супермаркету, виробничого цеху й тощо), де необхідна організація зонального обігріву або охолодження.

Метою роботи є створення методики обробки даних моніторингу систем тепло- та холодопостачання на базі пароконпресорних теплових насосів (ТН) та чилерів із залученням сучасних методів прикладної термодинаміки з ціллю діагностування їх енергетичної ефективності.

**Аналіз існуючих підходів до діагностування роботи сучасних систем забезпечення мікроклімату на основі чилерів та теплових насосів**

Накопичений досвід експлуатації ТН дозволяє стверджувати, що тільки за рахунок створення системи ефективного моніторингу безліч проблем, що пов'язані з впливом експлуатаційних факторів, може бути усунено ще до моменту їх критичного накопичення, що в подальшому дозволить забезпечити помітний ефект енергозбереження.

На початку дев'яностих років ХХ ст. з'явилась ціла низка новаторських робіт щодо діагностики чилерів і установок кондиціонування, які були переважно орієнтовані на виявлення в установках ознак несправностей і складання так званої «матриці симптомів». Кожній несправності відповідало збільшення або зменшення конкретних вимірюваних параметрів (наприклад, температур і тисків в термодинамічному циклі) щодо цих параметрів при справному стані установки [1, 6]. Основними недоліками такої діагностики була неможливість ідентифікації декількох несправностей. В останні два десятиліття розроблені методики більш точного визначення аномалій в роботі чилерів і ТН [2,7,8], метою яких було виявлення причин, що впливають на зменшення ефективності установки, а також забезпечення можливостей для швидкого їх усунення. Розроблені «on-line» *FDD* методики діагностики термотрансформаторів дозволяли визначити вплив декількох аномалій на продуктивність установки [2]. При реалізації цих методик, які базуються на вимірах термодинамічних параметрів установки, для виявлення несправностей, що призводять до зниження її продуктивності, використовуються віртуальні датчики і спрощені математичні моделі прогнозування характеристик термотрансформаторів. Слід додати, що «on-line» *FDD* методики, в решті решт, можуть ідентифікувати лише конкретну несправність, але вони не дозволяють оцінити, чи є певна причина аномалії «важливою» або «легкою» у контексті загального енергоспоживання установки. Для цього необхідна оцінка впливу величини деструкції ексергії в елементі через аномалію на приводну потужність всієї установки. Щоб кількісно оцінити цей вплив, широко використовуються методи сучасної прикладної термодинаміки. В останні роки набула розвитку одна з її напрямків – термoeкономічна діагностика [9].

До числа фундаментальних досліджень в галузі термoeкономічної діагностики енергетичної ефективності енергоперетворюючих систем по праву можна віднести роботи школи професора кафедри енергетичного машинобудування і охорони навколишнього середовища Дж. Тсатсароніса (Інженерно-технічний університет, м. Берлін, Німеччина). Також слід відзначити роботи проф. А. Валеро, проф. М. Лозано (Технічний університет, м. Сарагоса, Іспанія).

За результатами термoeкономічної діагностики можна представити повну картину розподілу деструкції ексергії в елементах установки. Водночас, використовуючи зазначені методики [6–9] без вимірювання температур і тисків холодоагенту в усіх точках термодинамічного циклу ТН, отримати вичерпну інформацію про ефективність елементів фактично неможливо.

Серед вітчизняних авторів, близьких за розглянутими питаннями, слід відзначити роботи проф. В. В. Вичужаніна (Одеський національний морський університет) [10]. Його роботи пов'язані з управлінням системами комфортного кондиціонування повітря за розрахунковими ексергетичними характеристиками. Однак результати цих досліджень спрямовані лише на діагностику центральних прямоотоково-рециркуляційних повітряних систем кондиціонування і не розраховані на тестування термодинамічних характеристик чилерів. Крім того, існує ще один важливий аспект експлуатації ТН, який залишається за рамками можливостей перерахованих методик аналізу і діагностики. Це робота ТН в режимі з неповним навантаженням. Термодинамічний аналіз цього режиму за допомогою традиційних «енергетичних» методик провести коректно неможливо. Найбільш доцільним при оцінці ефективності режиму з частковим навантаженням є ентропійно-статистичний метод аналізу, що запропонований у роботах вчених Дж. М. Гордона і К. С. Нджу [11–13].

**Постановка задачі дослідження**

Як коефіцієнт перетворення ТН, так і холодильний коефіцієнт холодильної машини (ХМ) визначають лише інтегральну характеристику ефективності і свідчать про якість установки. У ряді випадків вони можуть навіть дезорієнтувати. Так, будь-яка застаріла установка, що має в своєму складі неефективні компресор, а також неефективний конденсатор або випарник, але що експлуатується в значно менших температурних межах термодинамічного циклу, має більш високий коефіцієнт перетворення, ніж нова технічно досконала установка, але що експлуатується у більших температурних межах циклу. Тому використання технічних методів діагностування потребує чіткого визначення температурних меж циклу та співставлення з еталонними характеристиками установки. Більш універсальним є термодинамічний підхід, що базується на аналізі реальних значень втрат від незворотності, який дозволяє визначити дійсну енергоемність виробленого тепла або холоду та свідчить про конструктивну якість термотрансформатора [4,5]. Розуміння того, що існуючий апарат класичної термодинаміки не може дати відповідь на питання щодо реальних значень втрат в термотрансформаторах, спонукає шукати можливі

шляхи вирішення цього завдання. Зокрема доцільно розглядати підхід, що заснований на залученні в аналізі статистичних даних відносно значень реальних дисипативних втрат, які мають місце в сучасних чилерах і теплових насосах. Такий підхід дає уявлення щодо характеру розподілення різних видів незворотних втрат в залежності від продуктивності установки. Областю практичного застосування методу ентропійно-статистичного аналізу, тобто де він особливо затребуваний, на нашу думку є системи моніторингу і діагностики систем тепло- та холодопостачання на основі чилерів і теплових насосів.

З урахуванням відзначеного представилася доцільною розробка інтегральних засобів щодо експериментального визначення теплового потенціалу енергетичних потоків у сучасних системах забезпечення мікроклімату приміщень, що дозволяють при мінімальній кількості дослідів, а також в незручних місцях системи здійснити заміри параметрів потоку повітря. Отримана інформація щодо даних замірів повинна бути оброблена за допомогою методів статистики та проаналізована. Для цього потрібна розробка методики обробки даних моніторингу і діагностики сучасних систем термотрансформації, яка дозволяє за обмеженої кількості параметрів, що замірюються, проводити в «on-line» режимі тестування термодинамічної ефективності кожного елемента установки.

**Розробка методики обробки даних моніторингу діючої теплонасосної системи теплопостачання адміністративної будівлі**

Розглянемо етапи обробки даних замірів параметрів та алгоритм розрахунку термодинамічної ефективності на прикладі системи моніторингу теплового насосу, що експлуатується у складі бівалентної системи опалення адміністративної будівлі.

Загальна методика включає три етапи: перший етап – моніторинг ТН, що передбачає тільки реєстрацію даних і збір інформації про роботу ТН (архівацію); другий етап – обробка даних моніторингу; третій етап – аналіз і діагностика термодинамічної ефективності ТН з залученням ентропійно-статистичних моделей.

Низькотемпературну систему водяного опалення на базі теплового насоса типу «повітря - вода» впроваджено у будівлі торгово-офісного комплексу м. Харкова, об'ємом 17580 м<sup>3</sup>, сумарним тепловим навантаженням 924 кВт. Згідно проекту було встановлено два теплових насоса марки Vicot серії VMN430L, що використовують як холодоагент фреон R407C.

Проектний режим роботи ТН: теплопродуктивність  $Q_R=450$  кВт, споживана потужність компресора  $N_{KM}=(59,9+76,8)$  кВт при температурі зовнішнього повітря  $T_{nc}=7$  °С і

температурах води на вході і виході конденсатора  $T_w=40/45$  °С.

На рис. 1 наведено мнемосхему системи опалення на базі ТН, що ілюструє перший етап методики – збір інформації щодо характеристик системи. Для обліку витрат теплоти на опалення використовується моноканалний лічильник тепла ФОРТ-04.

Інформаційно-вимірювальний комплекс, що розроблений для дистанційного моніторингу температур теплонасосної системи, базується на технології збору, передачі або зберігання інформації у вигляді пристроїв сімейства iButton Termochron і дозволяє за рахунок синхронного вимірювання температури одночасно у великій кількості точок досліджуваних об'єктів застосувати для обробки даних сукупність засобів регресійного, кореляційного і спектрального аналізів, що гарантує найбільш достовірне визначення температурних характеристик і ефективності роботи опалювальних систем на основі теплових насосів (рис. 2).

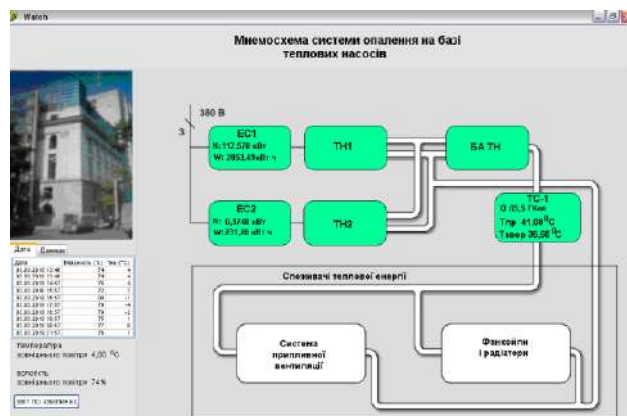


Рис. 1 – Мнемосхема системи опалення з ТН: EC1, EC2 – електролічильники; TH1, TH2 – теплові насоси; БА ТН – бак-акумулятор; ТС-1 – лічильник тепла

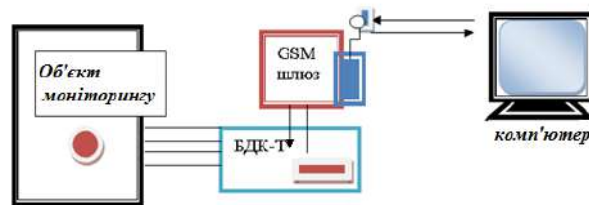


Рис. 2 – Принципова схема інформаційно-вимірювального комплексу

До складу комплексу входять (рис. 2):

- блок дистанційного контролю температур БДК-Т;
- шлюз передачі інформації GSM;
- персональний комп'ютер.

На другому етапі проводиться обробка даних моніторингу ТН.

Система моніторингу ТН здійснює замір наступних параметрів (рис. 3): температури «прямої» води  $T_{пр}$ , що подається до споживача тепла (відповідає температурі води на виході з конденсатора  $T_{w2}$ ), температури «зворотної» води  $T_{звор}$ , що повертається охолодженою від споживача тепла (відповідає температурі води на вході в конденсатор  $T_{w1}$ ), температури  $T_{nc}$  і вологості  $\phi$  зовнішнього повітря, а також споживання електроенергії компресором  $N$ , що замірюється на клеммах електродвигуна та реєструється кожну секунду роботи установки.

При розгляді інформації про роботу ТН щодо потужності було виявлено, що другий ТН не включався в цей період роботи ( $N_2 < 0,32$  кВт). Перший же компресор працював з частими остановами – періодами, коли його потужність  $N_1$  не перевищувала значення 2,7 кВт.



Рис. 3 – Ілюстративна схема параметрів, що замірюються при роботі ТН

Коефіцієнт перетворення  $COP_h$  визначається за формулою як співвідношення теплопродуктивності  $Q_k$  до споживання електроенергії компресором, що замірюється на клеммах електродвигуна,  $N$ .

$$COP_h = \frac{Q_k}{N} = \frac{G_w \cdot c_{pw} (T_{пр} - T_{звор})}{N}$$

де  $G_w, c_{pw}$  – витрата і теплоємність води.

Індикаторна потужність компресора  $N_{км}$ , що споживається на стиск холодоагенту, визначається як

$$N_{км} = N \cdot \eta_{ем}$$

де  $\eta_{ем}$  – електромеханічний ККД компресора.

На рис. 4 наведено дані моніторингу щодо зміни температур теплоносіїв і вологості повітря за розглянутий термін.

На підставі заміряних параметрів для першого ТН марки VMN430L було визначено характер змінювання теплопродуктивності, електричної енергії, що витрачається на привід ТН (рис. 5), та обчислено коефіцієнт перетворення ТН (рис. 6).

З рис. 4–6 видно, що при зниженні температури зовнішнього повітря нижче  $-1$  °С ТН часто відключався, а при зниженні  $T_{nc}$  нижче  $-5$  °С – відключився на довгий період часу (5 діб). Крім того, видно, що за весь аналізований термін експлуатації

ТН його теплопродуктивність була нижче проектною на 150 кВт. Однак за значеннями  $COP_h$  виявити будь-які несправності в роботі ТН складно, тому що він є функцією температур на вході в теплообмінники.

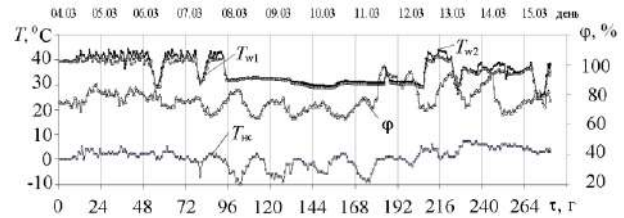


Рис. 4 – Зміна вологості  $\phi$  і температур зовнішнього повітря  $T_{nc}$ , води на вході  $T_{w1}$  і на виході конденсатора  $T_{w2}$  протягом експлуатації ТН

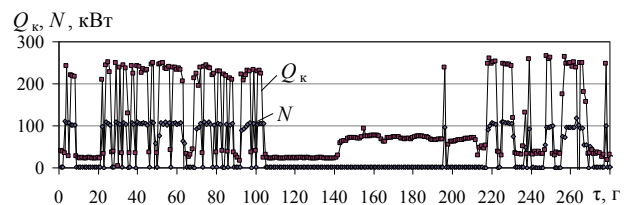


Рис. 5 –  $N$  і  $Q_k$ , що визначені у результаті обробки даних моніторингу

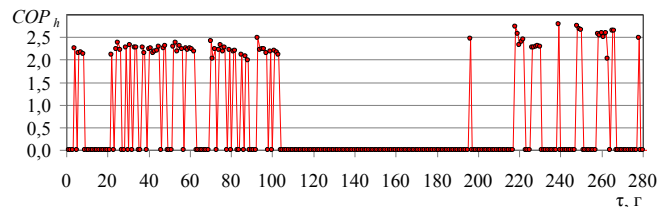


Рис. 6 – Коефіцієнт перетворення ТН за результатом обробки даних моніторингу

Для оцінки ефективності за енергетичними характеристиками режимів роботи ТН були побудовані залежності холодопродуктивності  $Q_0$  і потужності  $N$  від температур теплоносіїв на вході у випарник  $T_{s1}$  і конденсатор  $T_{w1}$  за даними виробника [14], використовуючи поправочні коефіцієнти.

На рис. 7 представлено порівняння статичних характеристик установки, що діагностується, з еталонними режимами.

Маркерами на рис. 7 показані реальні характеристики, пунктирними лініями – еталонні, що наведені виробником в каталогах.

З рис. 7 видно, що при однакових режимних параметрах (температури теплоносіїв на вході в теплообмінні апарати  $T_{s1}$  і  $T_{w1}$ ) в еталонному та діагностуемому режимах холодопродуктивність установки, що діагностується, істотно нижче.



Розрахунок холодильного коефіцієнту за формулою

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N} = \frac{Q_k - N_{\text{км}}}{N}$$

довів, що для еталонних режимів він змінюється від 2,4 до 3,06, а для діагностованих – у межах 0,98 ÷ 1,7.

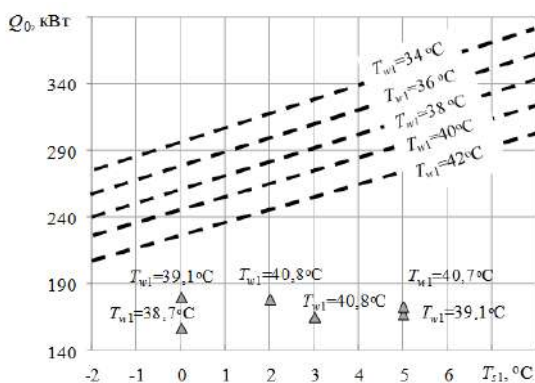


Рис. 7 – Статичні характеристики ТН VMN430L

Для аналізу ефективності роботи ТН залежність  $\varepsilon$  для еталонного і дійсного режимів роботи від співвідношення температур на вході в теплообмінні апарати наведено на рис. 8.

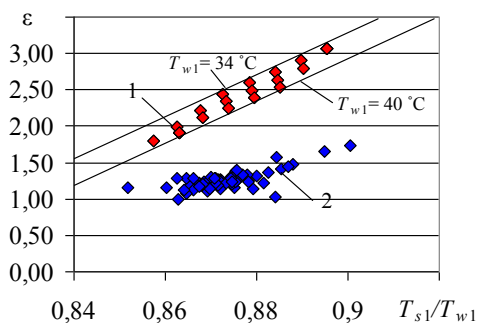


Рис. 8 – Залежність  $\varepsilon$  від співвідношення температур  $T_{s1}/T_{w1}$ : 1 – еталонний режим; 2 – данні моніторингу

З рис. 8 можна бачити, що  $\varepsilon$  установки, що діагностується, істотно нижче еталонних значень. Однак причини такого низького холодильного коефіцієнта з'ясувати за енергетичними характеристиками неможливо.

Аналіз роботи за енергетичними показниками ефективності дозволяє зробити лише припущення, що відключення ТН може відбуватися з наступних причин. Перша причина – ТН відключається, коли температура води в баку-акумуляторі (БА<sub>ТНА</sub>) досягає необхідного рівня. Друга причина – відключення ТН пов'язано з обмерзанням випарника і необхідністю подальшої процедури дефростації (розморожування).

Третя причина – ТН відключається при температурах зовнішнього повітря нижче -1 °С, після чого для покриття теплового навантаження системи опалення потрібно підключати теплогенератор.

Для більш детального розбору причин неефективної роботи установки необхідно перейти до наступного третього етапу.

Третій етап запропонованої методики передбачає аналіз і діагностику ефективності ТН з використанням напівемпіричних термодинамічних моделей. На цьому етапі з'ясується, чи відповідають реальні значення енергетичної ефективності ТН тим значенням, які виробник заявляє як еталонні для даної моделі.

Оскільки ТН, що діагностується, є установкою великої теплопродуктивності (понад 150 кВт), спочатку для математичного опису режимів його роботи слід використовувати двопараметричну термодинамічну модель [12].

Методом множинної регресії були оброблені заявлені виробником каталожні значення енергетичної ефективності ТН – чилера VMN430L. При відповідних температурах води на вході в конденсатор  $T_{w1}$  і повітря на виході з випарника  $T_{s2}$ , а також заданому значенні  $Q_0$  отримано регресійні рівняння наступного виду

$$\left[ \frac{1}{\varepsilon} + 1 - \frac{T_{w1}}{T_{s2}} \right] Q_0 = 3,0825 T_{w1} - 775,4836 - 83,701 (T_{w1}/T_{s2}), \quad (1)$$

яке при термодинамічному аналізі використовується як еталонна характеристика ТН.

Слід зазначити одну важливу особливість ентропійно-статистичного аналізу ТН. Для отримання регресійного рівняння (1) обробка даних здійснювалася за величинами  $Q_0$  і  $\varepsilon$ . Залучення до обробки значень теплопродуктивності  $Q_k$  установки і коефіцієнту перетворення  $COP_h$  є некоректною постановкою задачі щодо створення ентропійно-статистичної моделі. Це вимагає пояснення. Згідно енергетичного балансу ТН індикаторна потужність компресора  $N_{\text{км}}$  визначає величину корисної теплової потужності ТН  $Q_k = Q_0 + N_{\text{км}}$ . При цьому та ж потужність витрачається також на подолання термогідралічної незворотності в циклі. У зв'язку з цим виділити вплив втрат в циклі на коефіцієнт перетворення ТН без урахування  $N_{\text{км}}$  при збереженні заданої теплової продуктивності неможливо. З цієї причини втрати від незворотності мають бути віднесені до холодопродуктивності установки, а не до її теплопродуктивності.

Вірогідність регресійного рівняння підтверджується оцінкою основних статистичних показників і критеріїв [15]. На рис. 9 наведено порівняння розрахункових даних з даними моніторингу.

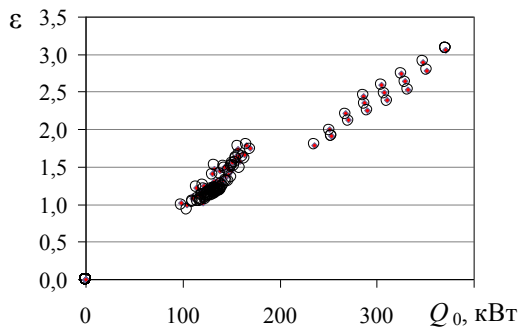


Рис. 9 – Залежність  $\varepsilon$  від  $Q_0$ :  $\blacklozenge$  –  $\varepsilon$ , що визначений за даними моніторингу;  $\circ$  –  $\varepsilon$ , що визначений по двопараметричній регресійній моделі ТН

На рис. 10 наведено сумарні втрати в ТН VMN430L. Втрати, певні для проектних режимів роботи установки, можна описати лінійними залежностями при варіюванні температури теплоносія на вході в конденсатор. Значення втрат для діагностуємих режимів ТН лежать дещо вище, ніж ті, які повинні бути для цієї установки.

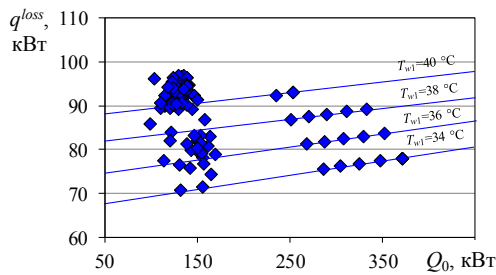


Рис. 10 – Сумарні втрати  $q^{loss}$  в ТН VMN430L

На рис. 11 наведено втрати від незворотності з розподіленням їх відповідно на зони випаровування і конденсатора. Як можна бачити, втрати, що віднесені до зони випаровування, перевищують втрати, що мають бути при нормальній роботі ТН. Перевищення втрат у конденсаторі у зрівнянні з нормальним режимом роботи ТН не спостерігається.

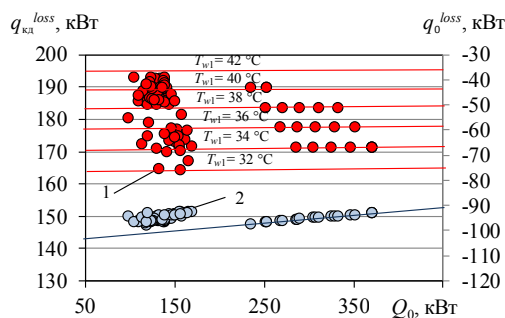


Рис. 11 – Розподілення втрат в ТН VMN430L: 1 – втрати, що віднесені до зони конденсатора  $q_{kd}^{loss}$ ; 2 – втрати, що віднесені до зони випаровування  $q_0^{loss}$

Аналіз ТН на основі двопараметричної моделі довів, що існує аномалія в зоні випарника. Ця аномалія може бути пов'язана не тільки зі зниженням ефективності безпосередньо роботи випарника, але й інших елементів.

Для локалізації можливих аномалій (несправностей) необхідно ідентифікувати температури випаровування і конденсації в циклі. Для ТН Vicot серії VMN430L проведено аналіз з визначенням температур випаровування і конденсації в циклі та поелементним ексергетичним аналізом. При цьому для визначення внутрішньої дисипації енергії в циклі використовувалась напівемпірична трьохпараметрична ентропійно-статистична модель [13]

$$\frac{T_{s1}}{T_{w1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right] - 1 = \frac{T_{s1} \Delta S_{вн}}{Q_0} + \frac{Q_{тп}^{екб} (T_{w1} - T_{s1})}{T_{w1} Q_0} + \frac{R_{сум} Q_0}{T_{w1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right]. \quad (2)$$

У рівнянні (2) величина  $\Delta S_{вн}$  визначає внутрішні дисипативні втрати енергії у циклі, у тому числі, що пов'язані з впливом гідравлічних опорів за трактом холодоагенту,  $Q_{тп}^{екб}$  – теплові втрати з поверхні обладнання,  $R_{сум}$  – сумарні втрати від незворотності внаслідок кінцевої різниці температур у випарнику та конденсаторі.

Величини внутрішньої дисипації енергії для ТН Vicot серії VMN430L визначені методом множинної лінійної регресії як коефіцієнти в рівнянні (2) для масиву даних, який отриманий шляхом обробки експериментальних даних, що надані виробником  $\Delta S_{вн} = 0,1223$  кВт/К,  $Q_{тп}^{екб} = 210$  кВт і  $R_{сум} = 0,044$  К/кВт.

Якщо установка працює справно у штатному режимі, ці коефіцієнти мають залишатися такими ж, як і у еталонному режимі установки. Будь які несправності установки (аномалії у роботі обладнання) відображаються на значеннях цих коефіцієнтів.

Нами запропоновано новий спосіб визначення коефіцієнтів  $R_{сум}$ ,  $Q_{тп}^{екб}$  і  $\Delta S_{вн}$  для установки, що діагностується. Він полягає в тому, що вони визначаються вже не як регресійні коефіцієнти в рівнянні (2), що отримані у результаті обробки даних випробувань (на відміну від методики, що наведена у [13]), а обчислюються по залежностям, що отримані для значень втрат від незворотності у еталонних режимах, за наступним алгоритмом.

Алгоритм визначення  $R_{сум}$ ,  $Q_{тп}^{екб}$  і  $\Delta S_{вн}$  можна розділити на етапи:

1. За методом множинної лінійної регресії оброблюються дані заводських випробувань, що наведені в каталозі виробника, та визначаються еталонні значення  $R_{сум}$ ,  $Q_{тп}^{екб}$  і  $\Delta S_{вн}$ .
2. Визначаються втрати від незворотності на основі отриманих еталонних значень регресійних коефіцієнтів  $R_{сум}$ ,  $Q_{тп}^{екб}$  і  $\Delta S_{вн}$  по залежностям:

– внутрішні втрати від незворотності у циклі

$$Loss_{\Delta s} = T_{wl} \Delta S_{вн}; \quad (3)$$

– втрати з поверхні обладнання

$$Loss_Q = \frac{Q_{тп}^{екв} (T_{wl} - T_{s1})}{T_{s1}}; \quad (4)$$

– втрати від незворотності внаслідок кінцевої різниці температур у випарнику і конденсаторі

$$Loss_R = \frac{R_{сум} Q_0^2}{T_{s1}} \left[ 1 + \frac{1}{\epsilon} \right]. \quad (5)$$

3. Описується функціями залежність незворотних втрат від співвідношення  $T_{s1}/T_{wl}$ .

4. Визначаються незворотні втрати для установки, що діагностується, по функціях  $Loss = f(T_{s1}/T_{wl})$ , в які підставляються еталонні коефіцієнти для штатних режимів  $R_{сум}$ ,  $Q_{тп}^{екв}$  і  $\Delta S_{вн}$ .

5. З рівнянь для втрат (3–5) при підстановці параметрів, що заміряються у ході моніторингу, визначаються потрібні шукані коефіцієнти для установки, що діагностується.

6. Проводиться співставлення отриманих значень коефіцієнтів з еталонними значеннями  $R_{сум}$ ,  $Q_{тп}^{екв}$  і  $\Delta S_{вн}$ .

Очевидною є перевага такого способу. Не потрібно створювати новий масив даних щодо діагностуємих режимів роботи установки для того щоб визначати дійсні  $R_{сум}$ ,  $Q_{тп}^{екв}$  і  $\Delta S_{вн}$  як коефіцієнти регресії, а можна визначати їх в режимі «on-line». Крім того, визначення традиційним способом (за методом лінійної регресії) може призводити до похибки результатів, тому що при моніторингу має місце великий розкид даних замірювань.

На рис. 12 наведено змінювання значень  $R_{сум}$  для еталонних та діагностуємих режимів.

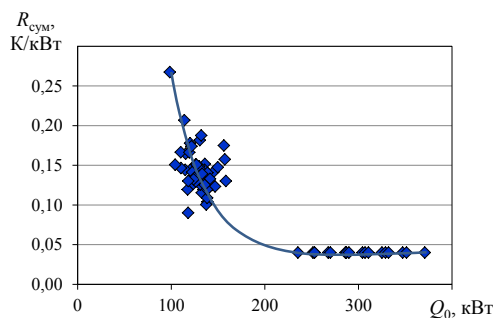


Рис. 12 – Змінювання  $R_{сум}$  від  $Q_0$

Як можна бачити з рис. 12, для режиму ТН, що діагностується, спостерігається істотне зростання

термічного опору. За результатами аналізу цього показника, зниження його ефективності може бути слідством виникнення наступних аномалій у роботі елементів та вузлів:

- зменшення витрати теплоносія в конденсаторі;
- пошкодження теплообмінної поверхні та трубопроводів обв'язки конденсатору;
- зменшення витрати теплоносія у випарнику;
- скипання;
- обмерзання поверхні випарника;
- комбінація вказаних несправностей.

Більш конкретний висновок щодо можливої аномалії можна зробити тільки визначивши температурні межі циклу за оригінальною методикою, яку наведено у [16].

У даному дослідженні ми суттєво вдосконалили відому ентропійно-статистичну модель Гордона-Нджу [13]. Як відзначалося самими авторами цієї моделі, головною вадою її застосування для діагностування ХМ і ТН було неможливість ідентифікації конкретної аномалії у елементі. Тестування термодинамічної ефективності установки на основі моделі Гордона-Нджу здійснювалося за рахунок лише співставлення визначених регресійних коефіцієнтів  $R_{сум}$ ,  $Q_{тп}^{екв}$  і  $\Delta S_{вн}$  для установки, що діагностується, з гранично допустимими значеннями цих же коефіцієнтів, що визначні за результатами заводських випробувань. У цілому це вказувало лише на інтегральний ефект впливу аномалій. Для визначення конкретної аномалії необхідно ідентифікувати температурні межі термодинамічного циклу і далі провести поглиблений ексергетичний аналіз. Далі наводяться етапи здійснення цього розрахунку.

Так, якщо записати модель Гордона-Нджу (2) для визначення потужності компресора, як

$$N = Q_0 \cdot \left[ \frac{T_{wl}}{T_{s1}} - 1 \right] + T_{wl} \Delta S_{вн} + \frac{Q_{тп}^{екв} (T_{wl} - T_{s1})}{T_{s1}} + \frac{R_{сум} Q_0^2}{T_{s1}} \left[ 1 + \frac{1}{\epsilon} \right],$$

то видно, що повна потужність складається з потужності, що витрачається в ідеальному циклі Карно, яка дорівнює

$$N_{C1} = Q_0 \cdot \left[ \frac{T_{wl}}{T_{s1}} - 1 \right],$$

та втрати від незворотності термогідрравлічних процесів. Записавши холодильний коефіцієнт для ідеального циклу Карно

$$\epsilon_{C1} = \left( \frac{T_{wl}}{T_{s1}} - 1 \right)^{-1}$$

і для циклу Карно в температурних межах випаровування  $T_0$  і конденсації  $T_k$



$$\varepsilon_{c2} = \frac{N_{c2}}{Q_0} = \left( \frac{T_k}{T_0} - 1 \right)^{-1} \leq \varepsilon_{c1},$$

а також припустивши, що різниця робіт в цих двох циклах  $(N_{c2} - N_{c1})$  дорівнює втратам внаслідок кінцевої різниці температур  $Loss_R$  (рис. 13), можна визначити співвідношення між  $T_k$  і  $T_0$

$$\varepsilon_{c2} = \frac{1}{\left( \frac{T_{w1}}{T_{s1}} - 1 \right) + \frac{R_{сум} Q_0}{T_{s1}} \left[ 1 + \frac{1}{\varepsilon} \right]} \Rightarrow \frac{T_k}{T_0}.$$

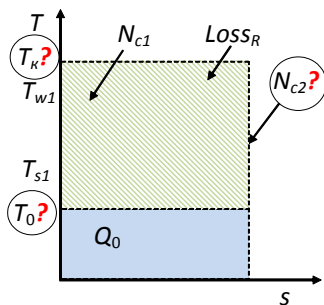


Рис. 13 – Схема визначення  $T_k/T_0$

Далі, використовуючи дані заводських випробувань ТН Vicot VMN430L, отримаємо поліноміальну залежність холодопродуктивності  $Q_0$  (кВт) напівгерметичного компресору від температур випаровування та конденсації

$$Q_0 = (532439 + 20260,27 \cdot T_0 - 3118,06 \cdot T_k + 302,629 \cdot T_0^2 - 147,278 \cdot T_0 \cdot T_k - 29,7935 \cdot T_k^2 + 1,602112 \cdot T_0^3 - 2,38901 \cdot T_k \cdot T_0^2 - 0,14603 \cdot T_0 \cdot T_k^2 + 0,081979 \cdot T_k^3) / 1000.$$

На рис. 14 наведено побудовану номограму для графоаналітичного визначення  $T_k$  і  $T_0$  в залежності від  $T_{s1}$  і  $T_{w1}$  та  $Q_0$  для ТН Vicot VMN430L.

Слід зазначити, що запропоновану номограму наведено виключно з метою ілюстрації розрахункового процесу визначення  $T_k$  і  $T_0$ . У створеному програмному забезпеченні для обробки даних моніторингу  $T_k$  і  $T_0$  визначаються у режимі «on-line» на основі чисельного моделювання.

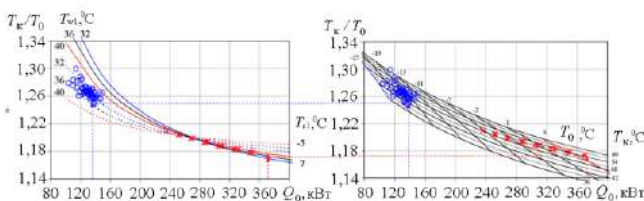


Рис. 14 – Номограма для визначення  $T_k$  і  $T_0$  для ТН Vicot VMN430L

Рис. 15 ілюструє графік режимних параметрів ТН, на якому нанесені значення  $T_k$  і  $T_0$ , що визначені за допомогою номограми (див. рис. 14). Скупчення точок понизу графіку відповідає значенням температур для режимів, що діагностуються.

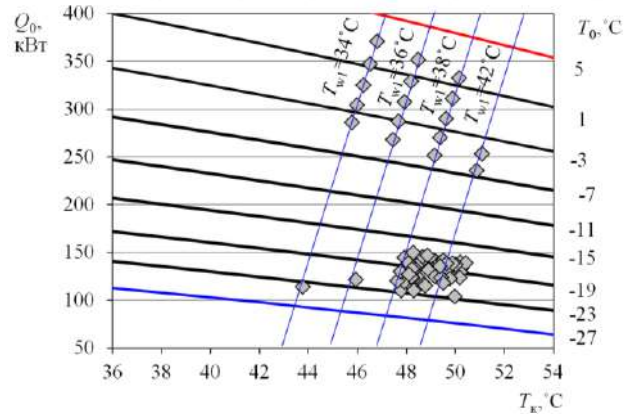


Рис. 15 – Графік режимних параметрів ТН

Як можна бачити з рис. 15, при експлуатації ТН спостерігається суттєве зниження  $T_0$ .

За результатами ексергетичного аналізу, який проведено за методикою [16], встановлено, що компресор та конденсатор ТН експлуатуються без виникнення аномалій, про що свідчить однаковий тренд графіків деструкції ексергії у еталонному та діагностуємому режимах (рис. 16–17). Між цим у роботі випарника можна констатувати суттєве збільшення деструкції ексергії, що свідчить про виникнення аномалії у цьому елементі (рис. 17).

На рис. 18 представлено зіставлення поточних значень втрат  $R_{сум}$  при зміні температурі зовнішнього повітря  $T_{nc}$  у часі. Штрихпунктирна лінія відповідає еталонному їх значенню.

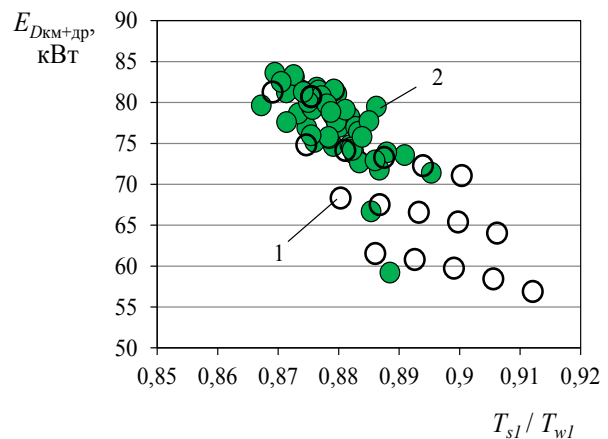


Рис. 16 – Залежність сумарної деструкції ексергії у компресорі і ороселі від  $T_{s1}/T_{w1}$ : 1 – еталонний режим; 2 – діагностуємый режим

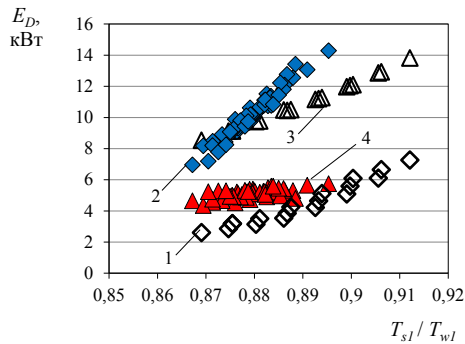


Рис. 17 – Залежність деструкції ексергії у конденсаторі і випарнику від  $T_{sl}/T_{wl}$ : 1, 2 – деструкція ексергії у випарнику для еталонних та діагностуємих режимів, відповідно; 3, 4 – деструкція ексергії у конденсаторі для еталонних та діагностуємих режимів, відповідно

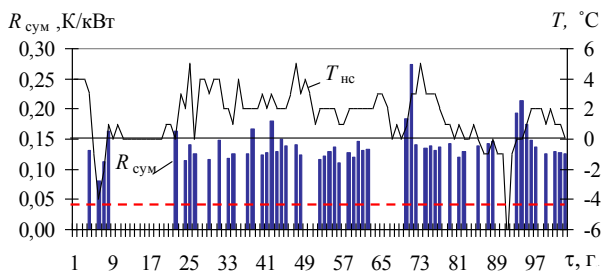


Рис. 18 – Змінення  $R_{сум}$  та  $T_{нс}$  у часі

Нульові значення  $R_{сум}$  відповідають відключенню компресора і включенню режиму дефростації (розморожування). Як можна бачити з графіка, термічний опір  $R_{сум}$  для діагностуємих режимів вище еталонних значень (штрихпунктирна лінія на рис.18). При цьому, після режиму дефростації його значення трохи знижуються, а потім знову підвищуються.

Ми припускаємо, що зниження теплової потужності пов'язано з неповнотою відтавання теплообмінної поверхні випарника.

## Висновки

Створено методику обробки даних моніторингу систем тепло- та холодопостачання із залученням сучасних методів прикладної термодинаміки, яка дозволяє проводити оцінку термодинамічної ефективності кожного елемента системи за обмеженою кількістю параметрів, що заміряються.

Запропоновано графоаналітичний спосіб визначення температур випаровування та конденсації у циклі парокомпресорних чилерів і теплових насосів.

Виконано аналіз даних моніторингу діючої теплонасосної системі тепло- та холодопостачання адміністративної будівлі, за результатами якого визначено аномалії у роботі випарника цієї установки.

## Список літератури

1. Nooman, A. M. Fault Detection and Diagnosis in Air Conditioners and Refrigerators / A. M. Nooman, N. R. Miller, C. W. Bullard. // *Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept*, 1999. – P. 101.
2. Grimmeliuss, H. T. On-line failure diagnosis for compression refrigeration plants / H. T. Grimmeliuss, J. K. Woud, G. Been // *Int. J. Refrigeration*. – 1995. – Vol. 18. – P. 31–41. – doi: 10.1016/0140-7007(94)P3709-A.
3. Клепанда, А. С. Методика моніторинга термодинамічної ефективності теплового насоса / А. С. Клепанда, В. А. Тарасова, Ю. В. Бережко // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. – 2014. – Т. 2, № 8 (68). – С. 3–8. – doi: 10.15587/1729-4061.2014.23086.
4. Мацевитый, Ю. М. Системно-структурный анализ парокомпресорных термотрансформаторов / Ю. М. Мацевитый, Э. Г. Братуга, Д. Х. Харлампиди, В. А. Тарасова. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2014. – 269 с.
5. Бродянский, В. М. Доступная энергия Земли и устойчивое развитие систем жизнеобеспечения. 2. Ресурсы Земли / В. М. Бродянский // *Технические газы*. – 2011. – № 3. – С. 48–63.
6. Adam, W. Fault Detection and Diagnostics for Commercial Coolers and Freezers / W. Adam, E. James // *Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, USA*, 2008. – С. 1–10.
7. Rossi, T. M. A statistical rule-based fault detection and diagnostic method for vapor compression air conditioners / T. M. Rossi, J. E. Braun // *HVAC&R Research*. – 1997. – Vol. 3. – P. 19–37. – doi: 10.1080/10789669.1997.10391359.
8. Li, H. A Methodology for Diagnosing Multiple Simultaneous Faults in Vapor-Compression Air. Conditioners / H. Li, J. E. Braun // *HVAC&R Research*. – 2007. – Vol. 13. – P. 369–395. – doi: 10.1080/10789669.2007.10390959.
9. Piacentino, A. Critical analysis of conventional thermoeconomic approaches to the diagnosis of multiple faults in air conditioning units: capabilities, drawbacks and improvement directions. A case study for an air-cooled system with 120 kW capacity / A. Piacentino, M. Talamo // *Int. J. Refrigeration*. – 2013. – Vol. 36, Issue 1. – P. 24–44. – doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.09.014.
10. Вычужанин, В. В. Управление системами комфортного кондиционирования воздуха по расчетным эксергетическим характеристикам / В. В. Вычужанин // *Холодильная техника*. – 2006. – № 1. – С. 48–52.
11. Gordon, J. M. Thermodynamic Modeling of Reciprocating Chillers / J. M. Gordon, K. C. Ng // *Journal Applied Physics*. – 1994. – № 75. – P. 2769–2779. – doi: 10.1063/1.356215.
12. Gordon, J. M. Centrifugal chillers: Thermodynamic modeling and diagnostics case study / J. M. Gordon, K. C. Ng, H. T. Chua // *Int. J. Refrigeration*. – 1995. – № 18 (4). – P. 253–257. – doi: 10.1016/0140-7007(95)96863-2.
13. Gordon, J. M. Cool Thermodynamics. The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems / J. M. Gordon, K. C. Ng. – Cornwall, England: MPG Books Ltd., 2001. – 276 p.
14. Vicot Group. URL: <http://www.vicot.com.cn/english/index.php>.

15. Андронов, А. М. Теория вероятностей и математическая статистика / А. М. Андронов, Е. А. Копытов, Л. Я. Гринглаз. – СПб.: Питер, 2004. – 461 с.
16. Харлампи́ди, Д. Х. Определение реальных термодинамических потерь термотрансформаторов при работе с частичной нагрузкой / Д. Х. Харлампи́ди, В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов // *Технические газы*. – Т.18, 3. – 2018. – С. 14–27. – doi:10.18198/j.ind.gases.2018.0909.
- conditioners. *HVAC&R Research*, 1997, **3**, 19-37, doi: 10.1080/10789669.1997.10391359.
8. Li, H., Braun, J. E. A Methodology for Diagnosing Multiple Simultaneous Faults in Vapor-Compression Air Conditioners. *HVAC&R Research*, 2007, **13**, 369-395, doi: 10.1080/10789669.2007.10390959.
9. Piacentino, A., Talamo M. Critical analysis of conventional thermoeconomic approaches to the diagnosis of multiple faults in air conditioning units: capabilities, drawbacks and improvement directions. A case study for an air-cooled system with 120 kW capacity. *Int. J. Refrigeration*, 2013, **36**, 1, 24-44, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.09.014.
10. Vyichuzhanin, V. V. Upravlenie sistemami komfortnogo konditsionirovaniya vozduha po raschetnyim eksergeticheskim harakteristikam. *Holodilnaya tehnika*, 2006, **1**, 48–52.
11. Gordon, J. M., Ng, K. C. Thermodynamic Modeling of Reciprocating Chillers. *Journal Applied Physics*, 1994, **75**, 2769-2779, doi: 10.1063/1.356215.
12. Gordon, J. M., Ng, K. C., Chua, H. T. Centrifugal chillers: Thermodynamic modeling and diagnostics case study. *Int. J. Refrigeration*, 1995, **18** (4), 253-257, doi: 10.1016/0140-7007(95)96863-2.
13. Gordon, J. M., Ng, K. C. Cool Thermodynamics. The Engineering and Physics of Predictive, Diagnostic and Optimization Methods for Cooling Systems. Cornwall, England: MPG Books Ltd., 2001, 276.
14. Vicot Group. Available at: <http://www.vicot.com.cn/english/index.php>.
15. Andronov, A. M., Kopyitov, E. A., Gringlaz, L. Ya. Teoriya veroyatnostey i matematicheskaya statistika. SPb.: Piter, 2004, 461.
16. Kharlampidi, D. H., Tarasova, V. A., Kuznetsov, M. A. Opredelenie realnyih termodinamicheskikh poter termotransformatorov pri rabote s chastichnoy nagruzkoy. *Tekhnicheskie gazyi*, 18, **3**, 2018, 14-27, doi: 10.18198/j.ind.gases.2018.0909.

#### References (transliterated)

1. Nooman, A. M., Miller, N. R., Bullard, C. W. Fault Detection and Diagnosis in Air Conditioners and Refrigerators. *Air Conditioning and Refrigeration Center University of Illinois Mechanical & Industrial Engineering Dept.*, 1999, 101.
2. Grimmelius, H. T., Woud, J. K., Been, G. On-line failure diagnosis for compression refrigeration plants. *Int. J. Refrigeration*, 1995, **18**, 31–41, doi: 10.1016/0140-7007(94)P3709-A.
3. Klepanda, A. S., Tarasova, V. A., Berezhko, Yu. V. Metodika monitoringa termodinamicheskoy effektivnosti teplovogo nasosa. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredoviyih tekhnologiy*, 2014, **2**, **8** (68), 3-8, doi: 10.15587/1729-4061.2014.23086.
4. Matsevityiy, Yu. M., Bratuta, E. G., Harlampidi, D. H., Tarasova, V. A. Sistemno-strukturniy analiz parokompresorniyh termotransformatorov. Harkov: IPMash NAN Ukrainyi, 2014, 269.
5. Brodyanskiy, V. M. Dostupnaya energiya Zemli i ustoychivoe razvitie sistem zhizneobespecheniya. 2. Resursyi Zemli. *Tekhnicheskie gazyi*, 2011, **3**, 48-63.
6. Adam, W., James, E. Fault Detection and Diagnostics for Commercial Coolers and Freezers. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, USA, 2008, 1-10.
7. Rossi, T. M., Braun, J. E. A statistical rule-based fault detection and diagnostic method for vapor compression air

#### Відомості про авторів (About authors)

**Тарасова Вікторія Олександрівна** – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, старший науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів; м. Харків, Україна; ORCID: 0000-0003-3252-7619; e-mail: [vat523710@gmail.com](mailto:vat523710@gmail.com).

**Victoria Tarasova** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), A. Pidgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of NAS of Ukraine, Senior Researcher of Department of Modeling and Identification of Thermal Processes, Kharkiv, Ukraine; ORCID: 0000-0003-3252-7619; e-mail: [vat523710@gmail.com](mailto:vat523710@gmail.com).

**Кузнецов Михайло Олександрович** – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів; м. Харків, Україна; ORCID: 0000-0002-5180-8830; e-mail: [childeric1975@gmail.com](mailto:childeric1975@gmail.com).

**Mikhail Kuznetsov** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), A. Pidgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of NAS of Ukraine, Researcher of Department of Modeling and Identification of Thermal Processes, Kharkiv, Ukraine; ORCID: 0000-0002-5180-8830; e-mail: [childeric1975@gmail.com](mailto:childeric1975@gmail.com).

**Харлампи́ди Дионіс Харлампи́ович** – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України, провідний науковий співробітник відділу моделювання та ідентифікації теплових процесів; м. Харків, Україна; ORCID: 0000-0003-4337-6238; e-mail: [kharlampidi@ipmach.kharkov.ua](mailto:kharlampidi@ipmach.kharkov.ua).

**Dionis Kharlampidi** – Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher, A. Pidgorny Institute of Mechanical Engineering Problems of NAS of Ukraine, Leading Researcher of Department of Modeling and Identification of Thermal Processes, Kharkiv, Ukraine; ORCID: 0000-0003-4337-6238; e-mail: [kharlampidi@ipmach.kharkov.ua](mailto:kharlampidi@ipmach.kharkov.ua).

*Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:*

**Тарасова, В. О.** Система моніторингу та діагностики енергетичної ефективності теплонасосної установки // **В. О. Тарасова, М. О. Кузнецов, Д. Х. Харлампи́ди** // *Вісник НТУ «ХПІ», Серія: Нові рішення в сучасних технологіях*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2019. – № 5 (1330). – С. 58-69. – doi:10.20998/2413-4295.2019.05.08.

*Please cite this article as:*

**Tarasova, V., Kuznetsov, M., Kharlampidi, D.** Heat pump energy efficiency monitoring and diagnostic system. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: New solutions in modern technologies.* – Kharkiv: NTU "KhPI", 2019, **5** (1330), 58-69, doi:10.20998/2413-4295.2019.05.08.

*Пожадуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:*

**Тарасова, В. А.** Система мониторинга и диагностики энергетической эффективности теплонасосной установки / **В. А. Тарасова, М. А. Кузнецов, Д. Х. Харлампи́ди** // *Вестник НТУ «ХПИ»*, Серия: Новые решения в современных технологиях. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2019. – № 5 (1330). – С. 58-69. – doi:10.20998/2413-4295.2019.05.08.

**АННОТАЦИЯ** Создание диагностических средств для мониторинга современных систем тепло- и холодоснабжения зданий является сейчас весьма актуальной задачей, решение которой позволит существенно снизить энергопотребление и обеспечить необходимый температурный режим в помещении в целом или в локальных местах большого сооружения, где необходима организация зонального обогрева или охлаждения. В настоящее время с повышением цены на энергоносители все больше внедряются современные энергосберегающие системы термотрансформации для комплексного тепло- и холодоснабжения. Разработка системы эффективного мониторинга позволит устранить множество проблем, связанных с воздействием эксплуатационных факторов, еще до момента их критического накопления, и в дальнейшем позволит обеспечить заметный эффект энергосбережения. Целью работы является создание методики обработки данных мониторинга систем тепло- и холодоснабжения на базе парокомпрессорных тепловых насосов и чиллеров с привлечением современных методов прикладной термодинамики для диагностики их энергетической эффективности. Методика позволяет в режиме «on-line» осуществлять термодинамическое тестирование работы установки по ограниченному числу измеряемых параметров, в том числе в режиме работы парокомпрессорных тепловых насосов и чиллеров с частичной нагрузкой. Разработан инструментарий определения реальных эксергетических потерь в элементах парокомпрессорных чиллеров и тепловых насосов без привлечения баз данных о теплофизических свойствах хладагентов, то есть преимущественно с помощью тех параметров, которые регистрируются контрольно-измерительными приборами (температура, мощность привода компрессора). Предложен графоаналитический способ определения температур испарения и конденсации в цикле парокомпрессорных чиллеров и тепловых насосов. Выполнен анализ данных мониторинга действующей теплонасосной системы тепло- и холодоснабжения административного здания, по результатам которого определены аномалии в работе испарителя этой установки.

**Ключевые слова:** мониторинг; необратимость; эксергия; энтропийно-статистический анализ; чиллер; тепловой насос.

*Поступила (received) 13.02.2019*